

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- ✗ TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-173176

(43)Date of publication of application : 29.06.1999

Int.Cl.

F02D 29/02

B60K 41/20

B60T 8/24

B60T 8/58

B62D 11/08

Application number : 09-340940

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

Date of filing : 11.12.1997

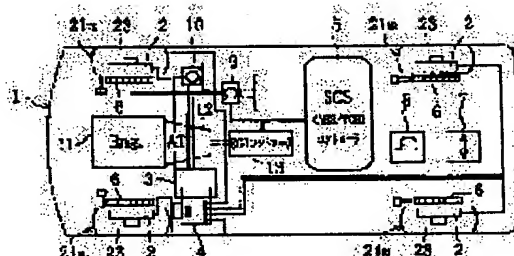
(72)Inventor : TATEHATA TETSUYA
WATANABE YOSHIHIRO
MOCHIZUKI HIROTAKA

VEHICULAR ATTITUDE CONTROLLER DEVICE

Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve vehicular driving operability by detecting a turning travel state being desired on the basis of a vehicular steering quantity, and relatively changing the magnitude of braking force to be imparted to each wheel in accordance with the target turning travel state, while lowering the driving output.

SOLUTION: An attitude control (SCS) controller 5 performs a judgment of whether there is an oversteer state or not on the basis of sign coincidence of a β deviation being composed of subtracting an estimate skid angle from a target skid angle at a time when the absolute value of this β deviation is more than the threshold value during the SCS control. In brief, when this β deviation is in (-), a vehicle is judged to be in the oversteer state, and the reducing control of engine output power is carried out. In brief, an engine output rate K1 is calculated according to the oversteer value, and then a judgment of whether the front-wheel slip value is large or not is judged, and when YES is the case, an engine output rate K2 is set up. Moreover, the degree of a front-wheel counter steer is calculated, and then an engine output rate K3 is set up according to the degree.



GAL STATUS

ate of request for examination]

ate of sending the examiner's decision of rejection]

ind of final disposal of application other than the
aminer's decision of rejection or application converted
gistration]

ate of final disposal for application]

atent number]

ate of registration]

umber of appeal against examiner's decision of
ection]

ate of requesting appeal against examiner's decision of

NOTICES *

pan Patent Office is not responsible for any
 mages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

**** shows the word which can not be translated.

In the drawings, any words are not translated.

 CLAIMS

Claim(s)]

Claim 1] The detection system which detects the state of the vehicles for specifying the revolution run state of vehicles damping force regulation means to adjust the damping force given to each wheel of front and rear, right and left of hicles An output-control means to adjust the output of the drive field which drives vehicles A target revolution run ite is set up based on the state of the vehicles detected by the above-mentioned detection system. when the gap from e above-mentioned target revolution run state of the revolution run state of the above-mentioned vehicles is large The ntrol system which controls the operation of the above-mentioned output-control means that the output of the above-entioned driving source should be reduced while controlling the operation of the above-mentioned damping force gulation means to change relatively the size of the damping force given to each above-mentioned wheel so that the volution run state of these vehicles turns into the above-mentioned target revolution run state It has the rudder angle nsor by which it is attitude control equipment of the vehicles equipped with the above, and the above-mentioned tection system detects the rudder angle of a front wheel. It has a means by which the above-mentioned control system lculates the grade of the counter steer of this front wheel based on the front-wheel rudder angle at the time of the volution run detected by the above-mentioned rudder angle sensor, and the revolution run state of the above-entioned vehicles. It is characterized by changing the power rate of this driving source so that the output of the above-entioned driving source may increase according to the grade of this counter steer, and controlling the operation of the ove-mentioned output-control means.

Claim 2] It is attitude-control equipment of the vehicles characterized by to control the operation of the above-entioned output-control means according to the grade of the above-mentioned counter steer so that the output of the ove-mentioned driving source becomes the highest when it is in the counter steer state where of the sense of the ove-mentioned control system of the above-mentioned front wheel corresponds with the travelling direction of hicles in the attitude-control equipment of the vehicles indicated by the claim 1, the angle which can curve from the velling direction of vehicles becomes large and the output of the above-mentioned driving source may become low.

Claim 3] When, as for the above-mentioned control system, the above-mentioned front wheel has turned to the volution outside on the basis of the travelling direction of vehicles in the attitude control equipment of the vehicles dicated by the claim 2, it is attitude-control equipment of the vehicles characterized by controlling the operation of the ove-mentioned output-control means according to the grade of the above-mentioned counter steer so that the output of e above-mentioned driving source may become large rather than the time of being suitable the degree of isogonism to e inside.

Claim 4] When, as for the above-mentioned control system, the above-mentioned front wheel has turned to the volution outside on the basis of the travelling direction of vehicles in the attitude control equipment of the vehicles dicated by the claim 2, it is attitude control equipment of the vehicles characterized by controlling the operation of the ove-mentioned output-control means according to the grade of the above-mentioned counter steer so that the output of e above-mentioned driving source may become small rather than the time of being suitable the degree of isogonism to e inside.

Claim 5] It is what drives a rear wheel in the attitude control equipment of the vehicles indicated by the claim 1 by the iving source by which vehicles have been arranged at the body front part. It is attitude control equipment of the hicles characterized by controlling the operation of the above-mentioned output-control means so that it has a means detect the amount of slips of a front wheel, and the output of the above-mentioned driving source may decline, when e above-mentioned control system has the amount of front-wheel slips still larger than a predetermined value detected the above-mentioned detection means.

translation done.]

NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 *** shows the word which can not be translated.
 In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

Detailed Description of the Invention]

[001]

In the technical field to which invention belongs] this invention takes into consideration that an operator performs counter steer operation about the attitude control equipment which controls the movement at the time of a revolution run of vehicles.

[002]

[Description of the Prior Art] By controlling distribution of the damping force given to four wheels of front and rear, right and left based on a body angle of sideslip (angle of the sense of the body, and actual travelling direction to make), a yaw rate (angular velocity of the circumference of the normal axis of the body center of gravity) at the time of a revolution run of vehicles Generally the technology which raises the driving stability is known by generating the yaw moment (moment of the circumference of the above-mentioned normal axis), reducing an engine output further, and reducing the vehicle speed.

[003] Performing control in consideration of counter steer operation of an operator to JP,8-310360,A about this kind of vehicles attitude control equipment is indicated (in addition, a "steer" is the abbreviation for a steering). namely, the angle at which it makes increase the damping force which gives the front wheel of a revolution outside when counter steer operation is made at the time of a revolution run of vehicles -- moreover, when the slip ratio of a front wheel is large, a revolution direction gives the moment of an opposite direction to these vehicles, and heightens the counter steer effect by reducing the damping force which gives the front wheel of the revolution inside at them

[004] Moreover, in what controls the yaw moment based on a rudder angle, raising the convergency of the vehicles behavior at the time of a counter steer end is indicated by JP,8-332971,A by forbidding the yaw moment control based on a rudder angle at the time of a counter steer.

[005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, that an operator performs counter steer operation expects that vehicles lapse into behavior instability at the time of a revolution run, it is because it expects that the behavior correction effect planned on vehicles by this counter steer shows up, and the effect changes with grades of a counter steer. Therefore, even if it only changes distribution of the damping force of four wheels uniformly based on the existence of counter steer, the effect acquired by that does not necessarily become a thing in alignment with an operator's intention, but the concern the rather excessive yaw moment commits on vehicles, and it is hard coming to operate has it. Moreover, by the method which forbids the yaw moment control based on a rudder angle at the time of a counter steer, when the counter steer at that time is not suitable, the behavior of vehicles tends to become unstable.

[006] then, this invention promotes the effect, and when the operation is not so appropriate, it performs control which a run state towards raising rolling-stock-run stability, so that this counter steer effect may not be barred, when counter steer operation is performed, and the operation is appropriate

[007]

[Means for Solving the Problem] therefore, in this invention, when counter steer operation is made, the output which is related to that extent, responds and drives vehicles is adjusted

[008] Namely, invention of this application detects the state of the vehicles for specifying the revolution run state of vehicles. A target revolution run state is set up based on the state of these vehicles. when the gap from the target revolution run state of the revolution run state of these vehicles is large While changing relatively the size of the damping force given to four wheels of front and rear, right and left so that the revolution run state of these vehicles may converge into the above-mentioned target revolution run state, it is made to reduce the output of the driving source of vehicles.

[009] Therefore, this invention is equipped with an output-control means to adjust the output of a damping force

regulation means to adjust the damping force given to each above-mentioned wheel as a regulatory system which adjusts the detection system of a vehicle's state, and the behavior at the time of a revolution run of vehicles, and the drive of vehicles, and the control system which sets up a target revolution run state based on a vehicle's state, and controls the operation of the above-mentioned regulatory system.

010] It takes into consideration that an operator performs counter steer operation at the time of a revolution run. then, this invention While forming the rudder angle sensor which detects the front-wheel rudder angle of vehicles in the above-mentioned detection system It has a means by which the above-mentioned control system calculates the grade of counter steer of this front wheel based on the front-wheel rudder angle at the time of the revolution run detected by a rudder angle sensor, and the revolution run state of the above-mentioned vehicles. The power rate of this driving force is changed so that the output of the above-mentioned driving source may increase according to the grade of this counter steer, and it is made to control the operation of the above-mentioned output-control means.

011] Therefore, the control corresponding to a counter steer is an output control of vehicles, and since it does not change the yaw moment given to vehicles, it has few bird clappers that an operator seldom operates vehicles. If it sees a whole on the contrary when an output increases according to the grade of a counter steer, since the fall of an output will be suppressed, it will become easy to commit a counter steer effective in posture reorganization of the vehicles which an operator means, and operation nature will improve. Although it is made to perform an output control according to the grade of a counter steer in this invention, this is the next reason ****.

012] namely, -- while the effect avoided promptly is acquired [as for a moderate counter steer, a bird clapper not which not having behavior unstably as the driving force of vehicles is large, and lapsing into behavior instability on the contrary, and] -- case a superfluous counter steer has the large driving force of vehicles -- behavior instability -- inviting being easy -- when the amount of counter steers is conversely small, the effect is not fully acquired, but rolling-stock-run stability is secured -- things are not made

013] Then, although output reduction control is performed in principle in this invention when the gap from the desired value of the revolution run state of vehicles is large When the counter steer in that case is moderate Since the run stability will be in the state where vehicles are comparatively expensive, by it, heighten the effect of the counter steer by heightening the driving force of vehicles. It is made to perform control which met the intention of the operator who says much as possible, and when a counter steer is not moderate, it is made to secure the run stability by reducing the driving force of vehicles.

014] In this case, the optimal counter steer state is in the state whose sense of a front wheel corresponds with the travelling direction of vehicles. That is, it is because a cornering force serves as zero and rolling-stock-run stability comes high, when the sense of a front wheel is in agreement with the travelling direction of vehicles, run stability is high, so that a counter steer becomes superfluous rather than it, and the behavior correction force by the counter steer concerned becomes weak, so that a counter steer becomes small rather than it. Therefore, it is so suitable that an output comes the highest and the angle which can curve from the travelling direction of vehicles becomes large, when the sense of a front wheel is in agreement with the travelling direction of vehicles with a counter steer to make it an output come low.

015] Moreover, when the above-mentioned front wheel has turned to the revolution outside on the basis of the travelling direction of vehicles, the output control at the time of such a counter steer shall control the operation of the above-mentioned output-control means so that the output of the above-mentioned driving source becomes large rather than the time of having turned to the inside the degree of isogonism. This is the case where respect an operator's intention and the effect of a counter steer is heightened.

016] On the contrary, when the above-mentioned front wheel has turned to the revolution outside on the basis of the travelling direction of vehicles, the operation of the above-mentioned output-control means can also be controlled so that the output of the above-mentioned driving source becomes small rather than the time of having turned to the inside the degree of isogonism. This is for the behavior of vehicles to avoid a bird clapper unstably by the superfluous counter steer.

017] Moreover, you may make it control the operation of the above-mentioned output-control means so that the output of the above-mentioned driving source declines in the so-called FR vehicle which drives a rear wheel by the driving source by which vehicles have been arranged at the body front part, when the amount of front-wheel slips is larger than a predetermined value. That is, since the behavior correction effect by it is small even if it performs a counter steer when the amount of slips of a front wheel is large, rolling-stock-run stability is secured by the fall of an output.

018] The driving source of vehicles serves as the internal combustion engine by the vehicles driven with an internal combustion engine, and serves as a motor with an electric vehicle here, and it becomes the both or either of those by the vehicles which use an internal combustion engine and a motor together.

019]

effect of the Invention] Therefore, so that according to invention of this application the quantity of state which specifies the revolution run state of vehicles may be detected, a target revolution run state may be set up based on this vehicles quantity of state and it may be in the revolution run state which the revolution run state of vehicles makes this get In the attitude control equipment of the vehicles on which it was made to reduce the output of a driving source while changing relatively the size of the damping force given to each wheel The shell which heightened the output of a driving source according to the grade of the counter steer of a front wheel, Loss of power is suppressed at the time of the counter steer an operator is going to stabilize the behavior of vehicles himself, it becomes easy to commit a counter steer effective in posture reorganization of vehicles, and it can raise the operation nature of vehicles.

020]

embodiments of the Invention] Hereafter, the operation gestalt of this invention is explained based on a drawing.

021] (Whole composition) Drawing 1 shows the vehicles which applied the attitude control equipment (it is called below Stability Control System: SCS) of vehicles. In this drawing, the pressurization unit for four fluid-pressure formula brakes by which the body, 2 and 2, and -- were individually arranged in four wheel 21FR(s) of front and rear, right and left, 21floor line, 21RR, and 21RL for 1, and 3 supplying **** to each above-mentioned brake 2, and 4 are fluid-pressure units (it is called below Hydraulic Unit: HU) which carry out distribution supply of the **** from this pressurization unit 3 at each above-mentioned brake 2. The SCS controller which controls an engine output while 5 controls each brake 2 through the pressurization unit 3 and HU4, The wheel speed sensor by which 6 detects the wheel speed of each above-mentioned wheel, the lateral acceleration sensor by which 7 detects the acceleration Y of the longitudinal direction (longitudinal direction) of vehicles, The yaw rate sensor to which 8 detects yaw REITO psi' of vehicles, and 9 are front-wheel steering angle thetaH. As for the rudder angle sensor to detect, the master cylinder which generates the fluid pressure [10] according to an operator's brakes operation, and 11, the engine of many cylinders and are automatic transmissions (AT).

022] Although not illustrated, the throttle valve driven with an actuator is prepared in the inhalation-of-air path of an engine 11, and the injector is formed in the inhalation-of-air path of this throttle-valve lower stream of a river for every cylinder of an engine 11. 13 is an EGI controller which performs opening control of the above-mentioned throttle valve, operation control of an injector, and ignition-timing control according to the accelerator operation by the operator, and controls an engine operation state.

023] As shown in drawing 2, each brakes 2 and 2 of right-hand side front-wheel 21FR and left-hand side rear wheel 21RL are connected to a master cylinder 10 by 1st fluid-pressure duct 22a. Each brakes 2 and 2 of left-hand side front-wheel 21floor line and right-hand side rear wheel 21RR are connected to a master cylinder 10 by 2nd fluid-pressure duct 22b. Two brake-system ** which became independent mutually [the so-called X piping type] are constituted, a brake pedal 14 steps on and damping force is given to each wheel according to operation.

024] The above-mentioned pressurization unit 3 is equipped with the fluid-pressure pumps 31a and 31b connected to 2 fluid-pressure ducts 22a and 22b, respectively, the cut bulbs 32a and 32b arranged in each of the fluid-pressure ducts 22a and 22b so that it could be intermittent in these fluid-pressure pumps 31a and 31b and master cylinders 10, and the fluid-pressure sensor 33 which detects the fluid pressure between these cut bulbs 32a and 32b and the above-mentioned master cylinder 10. And regardless of the brakes operation by the operator, **** breathed out from the above-mentioned fluid-pressure pumps 31a and 31b is supplied to each brake 2 through HU4 by the above-mentioned cut bulbs 32a and 32b being made into a closed state according to the signal from the SCS controller 5.

025] the above HU4 -- the [1st fluid-pressure duct 22a or] -- it has the pressurization bulb 41 and 41 -- which make each brake 2 supply and boost **** supplied from the pressurization unit 3 through 2 fluid-pressure duct 22b, and the reduced pressure bulb 43 and 43 -- which connect each above-mentioned brake 2 to a reservoir tank 42, are made to charge ****, and are decompressed and according to the signal from the SCS controller 5, the above-mentioned brakes 2 and 2 and the fluid pressure of -- fluctuate by the thing of the above-mentioned pressurization bulbs 41 and 41, and the reduced pressure bulbs 43 and 43, and -- independently done for increase and decrease of the opening of control, respectively -- having -- each -- increase and decrease of wheel 21FR, 21floor line, and the damping force given -- of change are carried out, respectively

026] The above-mentioned SCS controller 5 is equipped with the 1st CPU (Central Processing Unit) as an attitude control means to come to use a microcomputer and to control SCS, the 2nd CPU which performs well-known ABS (Anti-Skid Brake System) control and well-known TCS (Traction Control System) control conventionally.

027] When the revolution run state of vehicles collapses more than predetermined so that it may explain in full detail hind, the revolution run state of vehicles is made for the above-mentioned SCS control to be in a target run state by controlling damping force for every wheel by making the yaw moment act on vehicles, and controlling an engine output needed. In addition, the 1st above CPU performs the above-mentioned pressurization unit 3 and operation control of HU4 corresponding to this brakes operation, when an operator's brakes operation is detected based on the input signal

from the fluid-pressure sensor 33.

028] the above-mentioned ABS control -- as everyone knows -- each -- when [of wheel 21FR, 21floor line, and --] a slip inclination becomes strong, it is reducing the fluid pressure supplied to each brake 2, and a brake lock is prevented. Namely, the 2nd CPU -- the wheel speed sensors 6 and 6 and the input signal from -- being based -- each -- it asks for slip ratio, and the open operation of the reduced pressure bulbs 43 and 43 and -- is carried out, and the fluid pressure of wheel 21FR of wheel 21FR, 21floor line, and -- to which slip ratio exceeded the predetermined threshold, 21floor line, and -- supplied to brakes 2 and 2 and -- is reduced thereby -- each -- it controls to wheel 21FR, 21floor line, and the responding to road surface situation respectively target [slip ratio] slip ratio of -- having -- each -- it changes wheel 21FR, 21floor line, and -- into the state of generating the maximum damping force, respectively The ABS control unit is constituted by the ABS control section of this 2nd CPU, brakes 2 and 2, --, the pressurization unit 3, HU4 and the wheel speed sensors 6 and 6, and --.

029] The above-mentioned TCS control prevents idling by suppressing rear wheel 21RL of these right and left, and the driving force of 21RR, when rear wheel 21RL of the right and left which are a driving wheel, and the idling slip inclination of 21RR become strong as everyone knows. Namely, when 2nd CPU5b asks for rear wheel 21RL on either side and the slip ratio of 21RR based on the wheel speed sensors 6 and 6 and the input signal from -- and one of slip ratio exceeds a predetermined threshold, While performing TCS brake control which boosts the pressurization bulbs 41 and 41 and the fluid pressure which is made to carry out the open operation of --, and is supplied to brakes 2 and 2 and -- TCS torque down control which carries out the specified quantity fall of the output of an engine 11 by the EGI controller 13 is performed. by this, rear wheel 21RL on either side and 21RR are alike, respectively, necessary damping force is given, and driving force restricts -- having -- this -- it changes rear wheel 21RL and 21RR into the state of generating the greatest traction, respectively The TCS control unit is constituted by the TCS control section of CPU5b, the above 2nd, the EGI controller 13, brakes 2 and 2, --, the pressurization unit 3, HU4 and the wheel speed sensors 6 and 6, and --.

030] (SCS control unit) The composition of an SCS control unit is shown in drawing 3 .

031] - As a detection system which detects the state of the vehicles for specifying the revolution run state of detection system-vehicles, there are the above-mentioned wheel speed sensor 6, the lateral acceleration sensor 7, the yaw rate sensor 8, and a rudder angle sensor 9. Moreover, the fluid-pressure sensor 33 also constitutes the detection system concerned.

032] - A damping force regulation means to adjust the damping force given to each wheel of front and rear, right and left of vehicles as a regulatory system-regulatory system controlled, and an output-control means to adjust the output of the drive field which drives vehicles are established. In this case, the pressurization unit 3 and the fluid-pressure unit 4 constitute the damping force regulation means. Moreover, by opening control of a throttle valve, and operation control of an injector, an engine output can be adjusted, therefore this throttle valve and injector constitute an output-control means.

033] - Control-System-Control System -- Detection System 6- with Quantity of State Operation Part 51 Which calculates the Present Vehicles Quantity of State (the Amount of Revolution Run States of Vehicles) Based on Input Signal Value from 9 and 33 It has the amount operation part 52 of goal states which calculates and sets up the quantity of state (the amount of target revolution run states) made into the target of control based on the input signal value from the detection system, and the control necessity judging section 53 which judges whether SCS control is started based on the deflection between the above-mentioned vehicles quantity of state and the amount of goal states. There are the braking force-control section 54 which the damping force given to each of the four above-mentioned wheels by controlling the operation of the pressurization unit 3 and HU4 as ** and a control section is adjusted [section] independently, and makes vehicles generate the yaw moment, and an engine control section 55 which carries out a specified quantity fall on the principle of the output of an engine 11 by the EGI controller 13. A braking force control is beta control mentioned later and psi control, and engine control is performed with beta control.

034] The engine control section 55 is equipped with the oversteer judging section 56 which judges oversteer, the amount operation part 57 of oversteer, the counter steer operation part 58 which calculates the grade of a counter steer, the front-wheel slip judging section 59 which judges an excessive front-wheel slip, and the engine controlled-variable operation part 60. Those judgments are performed based on the result of an operation of the output signal value from the above-mentioned detection system, and the quantity of state operation part 51. Moreover, the control system is equipped with the cooperation processing section 61 for making SCS control, and ABS control and TCS control cooperate.

035] (Basic flow of control) Drawing 4 shows overall operation for performing rolling-stock-run control, and first, if the ignition switch is turned on by the operator and an engine starts, it will clear a sensor appearance signal, an operation signal, etc. which carried out initial setting of the controller 5 at Step S2, and have been memorized by the last processing. In step S4, signals of a detection system, such as each wheel speed signals v1-v4, rudder angle signal

etaH, yaw rate signal psi', and the lateral acceleration signal Y, are inputted. At Step S6, the vehicles quantity of state used on each above-mentioned detecting signal is calculated. At Step S8, the SCS control-objectives value and control-output value which are needed for SCS control from the vehicles quantity of state calculated at Step S6 are calculated. Similarly, at Step S10, a ABS control-objectives value required for ABS control, a control-output value, etc. are calculated, and a TCS control-objectives value required for TCS control, a control-output value, etc. are calculated in Step S12.

036] Step S14 is cooperation processing which chooses the control which should be performed [from] among each control of ABS, SCS, and TCS. This cooperation processing is a thing of comparing an SCS control-output value, a ABS control-output value, and a TCS control-output value, respectively, and making it shift to the control corresponding to the biggest value fundamentally. However, cooperation processing with an SCS control-output value and a ABS control-output value is performed according to the size of an operator's brake *****. That is, when this ***** is beyond a predetermined value, ABS control is performed, and SCS control is performed when it is under a predetermined value.

037] (Explanation of SCS data processing) Next, the detail of SCS data processing of the above-mentioned step S8 is explained. In addition, about ABS control data processing and TCS control data processing of Steps S10 and S12, since is common knowledge, explanation is omitted.

038] The flow for performing SCS data processing is shown in drawing 5 , and wheel speed v1-v4, car body speed V, a front-wheel rudder angle theta, real yaw rate (actual yaw rate) psi'act, and the real longitudinal direction acceleration act are inputted at Step S30. In addition, it calculates based on the wheel speed of a coupled driving wheel, and car body speed V is real yaw rate psi'act and the real lateral acceleration Yact. It asks from the output signal of the yaw rate sensor 8 and the lateral acceleration sensor 7. They are car body speed V and lateral acceleration Yact about the normal ad generated on vehicles at Step S32. It is based and a presumed operation is carried out by the well-known mathematical technique. At Step S33, real angle-of-sideslip betaact actually generated on vehicles is calculated. Real angle-of-sideslip betaact The change speed deltabetaact By finding the integral, it calculates and is the change speed dtabetaact. It is computed by the following formula (1).

039]
$$\text{deltabetaact} = \text{psiact} + \text{Yact}/V \quad \text{-- (1)}$$

040] Next, reference-value betaref referred to at Step S34 in the operation of presumed angle-of-sideslip betacont actually used for SCS control It calculates. This reference-value betaref 2 flexibility model is diverted and calculated based on the estimate D1 of a vehicles item, and the vehicles quantity of state (car body speed V, yaw rate psi'act, the longitudinal direction acceleration Yact, the change speed deltabetaact of real angle-of-sideslip betaact, and variation (differential value) delta psi'act of yaw rate psi'act) and the yaw moment produced by the brake, and the estimate D2 of the amount of falls of the force of the longitudinal direction produced by the brake. This reference-value betaref The angle of sideslip presumed in short based on the vehicles quantity of state and brakes operation force which are detected is calculated. Then, at Step S35, presumed angle-of-sideslip betacont actually used for SCS control is calculated. This presumed angle-of-sideslip betacont is computed by solving the differential equation drawn from the following formula (2) and (3). Namely, [0041]

041]
$$\text{deltabetacont} = \text{deltabetaact} + e + C_f - (\text{betaref} - \text{betacont}) \quad \text{-- (2)}$$

042]
$$\text{dtae} = C_f - (\text{deltabetaref} - \text{deltabetaact} - e) \quad \text{-- (3)}$$

043] However, e: Offset adjusted value Cf of a yaw rate sensor and a lateral acceleration sensor : Cut off frequency [0042] Cut off frequency Cf It is reference-value betaref about presumed angle-of-sideslip betacont. Reliability is embraced and it is this reference-value betaref. It amends so that it may converge, and it becomes the change factor of the amendment speed at the time of resetting the integration error generated in presumed angle-of-sideslip betacont, and is reference-value betaref. Reliability is the coefficient amended so that a low may become small. Moreover, reference-value betaref It is a time of change arising in the cornering power Cpf of a front wheel, or the cornering power Cpr of a rear wheel that it is low unreliable.

043] At Step S36, the wheel slip ratio and the wheel slip angle of each wheel are calculated. Wheel slip ratio and a wheel slip angle are wheel speed [of each wheel] v1-v4, car-body-speed V, presumed angle-of-sideslip betacont, and front-wheel rudder angle thetaH. A presumed operation is carried out by the mathematical technique of shell common knowledge. The load factor to each wheel is calculated at Step S38. A wheel load factor is the rate of the present grip force over the total grip force which the tire 23 of each wheel can demonstrate, and a presumed operation is carried out by the well-known mathematical technique from the normal load calculated at the wheel slip ratio and the wheel slip angle which were calculated at Step S36, and Step S32. At Step S40, the presumed operation of the coefficient of friction mu of the road surface under run is carried out by the well-known mathematical technique from the real longitudinal direction acceleration Yact and the wheel load factor which calculated at Step S38.

044] At Step S42, target yaw rate psiTR and target angle-of-sideslip betaTR used as the desired value as which real

rate ψ' act and presumed angle-of-sideslip β_{act} are completed are calculated. Target yaw rate ψ_{TR} is the efficient of friction μ of the road surface calculated at car body speed V and Step S40, and front-wheel rudder angle θ_H . A presumed operation is carried out by the mathematical technique of shell common knowledge. Moreover, get angle-of-sideslip β_{TR} is computed by solving the differential equation of the formula (6) drawn from the following formula (4) and (5). Namely, [0045]

$\beta_{ax} = 1/(1+A-V^2)$ and $\{1 - (M-L_f-V^2)$

$L-L_r-C_{pr}\}$ and $L_r-\theta_H/L$ -- (4)

$M - (C_{pr}-L_r-C_{pf}-L_f) / 2L^2$, and $C_{pr}-C_{pf}$ -- (5)

$\beta_{TR} = C - (\beta_{ax}-\beta_{TR})$ -- (6)

where, V : car-body-speed θ_H : front-wheel rudder angle M : body mass -- distance C_{pf} : to the distance L_r : rear wheel empty-vehicle weight heart to the I : moment-of-inertia L : wheel-base L_f : front-wheel empty-vehicle weight heart -- cornering power C_{pr} : of a front wheel -- cornering power C : of a rear wheel -- value [0046] equivalent to phase lag ψ , at Step S44 shown in drawing 6, the absolute value of the value (henceforth β deflection) which subtracted presumed angle-of-sideslip β_{act} from target angle-of-sideslip β_{TR} judges whether it is more than SCS control start threshold A . When this judgment is YES, it progresses to Step S46 and an SCS control-objectives value is set as get angle-of-sideslip β_{TR} . On the other hand, when this judgment is NO, it progresses to Step S52, and the absolute value of the value (henceforth ψ' deflection) which subtracted real yaw rate ψ' act from target yaw rate ψ_{TR} judges whether it is more than SCS control start threshold B . When this judgment is YES, it progresses to Step S54 and SCS control-objectives value is set as target yaw rate ψ_{TR} . When this judgment is NO, a return is carried out to step S30, and above-mentioned processing is repeated and performed.

[047] Next, at Step S50, SCS controlled-variable β_{amt} actually used for SCS control is calculated. Moreover, at

step S56, SCS controlled-variable ψ'_{amt} actually used for SCS control is calculated.

[048] SCS controlled-variable ψ'_{amt} It is the control gain $G1$ to the absolute value of ψ' deflection. Multiplication is carried out and it asks.

$\psi'_{amt} = G1 \times |\psi'|$ deflection | SCS controlled-variable β_{amt} It is the control gain $G2$ to the absolute value of β deflection. Multiplication is carried out and it asks.

$\beta_{amt} = G2 \times |\beta|$ deflection | [0049] That is, when the gap from the goal state of the revolution run state of vehicles is so large (Step S44= NO and step S45=YES), ψ' control to which the comparatively small yaw moment proportional to the absolute value of the above-mentioned ψ' deflection is made to act on vehicles is performed so that it may be completed as target yaw REITO ψ'_{TR} corresponding to operation by yaw REITO ψ' . on the other hand, when the gap from the goal state of the revolution run state of vehicles is large (Step S44= YES), β control which makes the comparatively big yaw moment proportional to the absolute value of the above-mentioned β deflection act on vehicles is performed so that it may be completed as target angle-of-sideslip β_{TR} by body angle-of-sideslip β_{act} -- ends -- **

[050] (Brake control) the brake control in ψ' control and β control -- respectively -- Step S -- 58 and 59 -- setting -- SCS controlled-variable ψ'_{amt} Or β_{amt} It is based, if the braking ability given to these selected wheels is calculated while choosing from the wheel which gives damping force for SCS control among four wheels, it will be alike, and therefore, it carries out. That is, it is [as opposed to / right-hand side front-wheel 21FR or right-hand side order / when making yaw REITO ψ' increase in the clockwise direction in ψ' control, and when it is going to correct the revolution posture of vehicles to right-hand side approach in β control] above-mentioned SCS controlled-variable ψ'_{amt} . Or β_{amt} Corresponding damping force is given and the clockwise yaw moment is made to act on vehicles. On the contrary, it is [as opposed to / left-hand side front-wheel 21FL or left-hand side order / 21FL line, and 21RL / when making yaw REITO ψ' increase in the counterclockwise direction, and when it is going to correct the revolution posture of vehicles to left-hand side approach] above-mentioned SCS controlled-variable ψ'_{amt} . Or β_{amt} Corresponding damping force is given and the counterclockwise yaw moment is made to act on vehicles. This brake control calculates and performs each bulb opening of the pressurization bulb 41 of HU4 for giving necessary damping force to the selected wheel, respectively, and the reduced pressure bulb 43 etc. (Step S62).

[051] (Engine control) Engine control is not performed in the case of ψ' control, but is performed in the case of β control (Step S60). That is, although ψ' control is performed when the absolute value of β deflection is smaller than threshold A as previously explained during SCS control, and β control is performed when it is more than A as shown in drawing 7, engine control is performed when vehicles are in an oversteer (it is written as O/S in drawing 7) state (steps S72-S78).

[052] One of the purposes of this engine control is in stabilization of the revolution run state by slowdown of vehicles, and in other purposes making effective the counter steer performed by the operator, and, for the reason, the amount of torque downs of an engine will be calculated. The torque down of this engine is performed by performing a fuel cut or a

linder cut further, and reducing the output torque of an engine by operating the actuator of a throttle valve and tracting throttle-valve opening regardless of accelerator operation of a driver by the EGI controller 13. A fuel cut is opping the fuel injection of all the cylinders of an engine 11 momentarily, and a cylinder cut is stopping the fuel ection of some cylinders.

053] beta deflection performs the judgment of being an oversteer state in Step S78 based on plus or minus. That is, en the body calculates beta deflection so that it may be added while going on to the revolution outside rather than the get revolution run state, and this beta deflection is minus, it will be judged with the vehicles concerned being in an ersteer state. As reduction control of an engine output when this oversteer is judged, there are control based on the ount of oversteer at that time, control based on the amount of slips of a front wheel, and control based on a counter er.

054] That is, at Step S80, the engine power rate K1 calculates according to the amount of oversteer. Power rate K1 in s case It is set up so that an engine output may decline as the amount of oversteer becomes large. Moreover, as shown Step S80 of drawing 7 , the direction of FR vehicle (vehicles which drive a rear wheel with the engine arranged at the dy front part) is a power rate K1 from FF vehicle (vehicles which drive a front wheel with the engine arranged at the dy front part). It is small.

055] At Step 82, it is judged whether the amount of front-wheel slips is large, when large, engine power-rate K2 =0.9 % reduction) is set up, and when not large, K2 =1 (with no reduction of an output) is set up (Steps S84 and S86).

056] At Step S88, the grade of the counter steer of a front wheel calculates, and it is based on the grade of this counter er, and is the engine power rate K3. It calculates. Engine power rate K3 The above-mentioned front-wheel rudder gle is ideal counter steer angle (predetermined value) θ_{tai} . It is set up in the one or less range so that it may become high that it approaches.

057] On the other hand, when vehicles are not in an oversteer state, it is engine power-rate K1 -K3. All are set to " (Step S78-> S90). That is, reduction control of an engine output is not performed in this case.

058] It is engine power-rate K1 -K3 as mentioned above. It is $K1 \times K2 \times K3$ to the basic output BASE corresponding to fter calculating, based on these power rates, an engine controlled variable (controlled variable corresponding to $K1 \times K2 \times K3$) will be calculated, therefore] an operator's accelerator control input in an engine output. It becomes what rried out multiplication (Step S92).

059] The amount of oversteer of the above-mentioned step S80 is equivalent to the absolute value of beta deflection, d is the engine power rate K1. Based on the amount of oversteer, it calculates with reference to a table. This table is e optimal power rate K1 in change of the amount of oversteer. Experimentally in quest of change, it is created orehand, and is stored electronically. The amount of front-wheel slips of the above-mentioned step S82 is car body eed V and the wheel speed v1 and v2 of a front wheel. It is deflection, and at Step S82, direction it is large either, it is lged by whether the amount of slips exceeds a predetermined threshold.

060] The grade of the counter steer of the above-mentioned step S88 is front-wheel rudder angle θ_{taH} detected by e rudder angle sensor. Ideal counter steer angle θ_{tai} It is an acquaintance degree and is ideal counter steer angle θ_{tai} . It calculates according to the flow shown in drawing 8 . Namely, car body speed V and lateral acceleration Y_{act} reaches, body angle-of-sideslip β_{tacont} is inputted, TR R of the vehicles concerned is computed by the following rmula based on car body speed V and lateral acceleration Y_{act} , and it is ideal counter steer angle θ_{tai} . It is computed eps S94-S98).

061] $R = V^2 / Y_{act} \theta_{tacont}$ Rudder angle equivalent to rudder angle-betacont which satisfies $=R$ [0062] engine power e K3 an operation -- front-wheel rudder angle θ_{taH} Ideal counter steer angle θ_{tai} from -- based on deflection $\theta_{tai} - \theta_{taH}$, it calculates with reference to the table stored electronically This table is the optimal engine power rate 3 in change of the deflection concerned. It is created experimentally in quest of change. This engine power rate K3 It the engine power rate K3 that the time of deflection zero becomes high most, and this deflection becomes larger to s in this deflection becoming larger to minus (the grade of a counter steer becoming small) (the grade of a counter er becomes excessive). It becomes small. In addition, when a handle is cut further deeply, without performing a unter steer, the engine power rate K3 becomes still smaller.

063] Above-mentioned ideal counter steer angle θ_{tai} The sense of a front wheel is in the state which is in agreement th the travelling direction of vehicles, therefore it is the above-mentioned power rate K3. It is set up so that it may come so low that it becomes the highest and the angle at which the sense of a front wheel can curve from the velling direction of vehicles becomes large, when the sense of the above-mentioned front wheel is in agreement with e travelling direction of vehicles. Moreover, the direction of FR vehicle is a power rate K3 from FF vehicle also in this se. It is low. Furthermore, it is a power rate K3 from the time of having turned to the inside the degree of isogonism, en the above-mentioned front wheel has turned to the revolution outside on the basis of the travelling direction of hicles. It is high.

064] Therefore, by an engine output declining, although it is a time of the revolution run state being unstable and the operation of vehicles becomes difficult when vehicles are in the oversteer state, since vehicles are slowed down, it is noted that the TR of vehicles is small and a bird clapper, i.e., vehicles, carries out spin, so that the amount of oversteer comes large at this time.

065] Moreover, since the fall of an engine output decreases when a counter steer is performed by the operator, a counter steer will work effective in vehicles posture reorganization, and since that agrees to an operator's intention, its operation nature of vehicles improves. Since an engine output becomes the highest especially when the sense of a front wheel is in the counter steer state where rolling-stock-run stability becomes high in accordance with the travelling direction of vehicles, it becomes advantageous to reorganization of the posture of vehicles. On the other hand, although it becomes easy to cause behavior instability, the effect is not fully acquired when the amount of counter steers is inversely small, when a superfluous counter steer has the large driving force of vehicles, and rolling-stock-run stability cannot be secured, since the rate of reduction of an engine output becomes large at this time, rolling-stock-run stability will be secured by it.

066] Moreover, when a big counter steer a front wheel turns [steer] to a revolution outside on the basis of the travelling direction of vehicles is performed, an engine output becomes high rather than the time of the front wheel having turned to the inside the degree of isogonism on the basis of the travelling direction of vehicles. However, it is thought that it can be [that it is hard to operate an operator by it even if an engine output becomes high, since it is tried out by the operator to whom a big such counter steer generally became skillful in operation of vehicles] as few as a bird clapper, the effect of a counter steer can become high on the contrary, and the improvement in operation nature can be expected.

067] Moreover, in FR vehicle, although the behavior correction effect by it is small even if it performs a counter steer when the amount of slips of a front wheel is large, since an engine output declines in that case, it becomes advantageous reservation about rolling-stock-run stability.

068] In addition, when the above-mentioned front wheel has turned to the revolution outside on the basis of the travelling direction of vehicles, you may make it the output of the above-mentioned driving source become small rather than the time of having turned to the inside the degree of isogonism, in order that the behavior of vehicles may avoid a bird clapper unstably by the superfluous counter steer.

069] Moreover, the above-mentioned engine power rate K3 You may become one or more.

translation done.]

NOTICES *

Japanese Patent Office is not responsible for any errors or omissions that may appear in this translation.

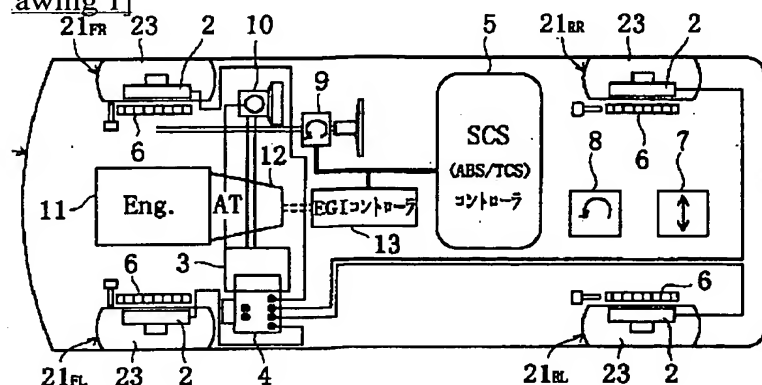
This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

*** shows the word which can not be translated.

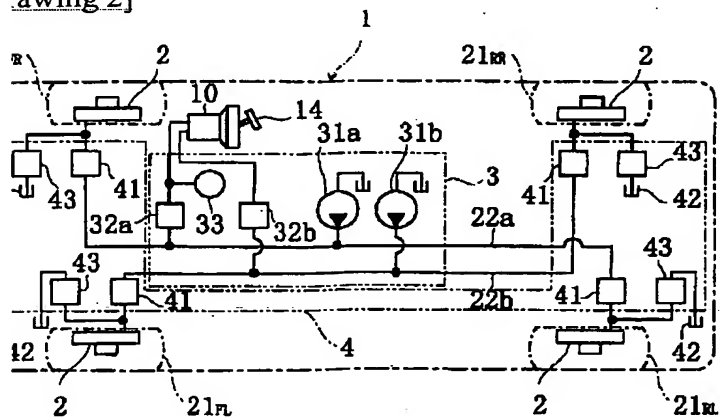
In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

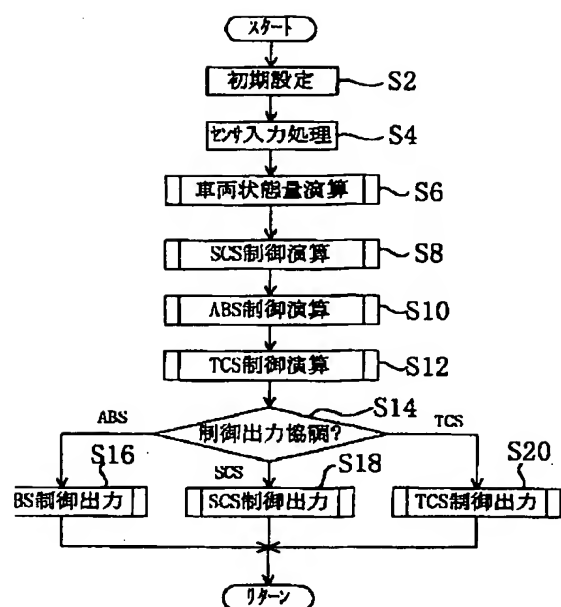
Drawing 1]



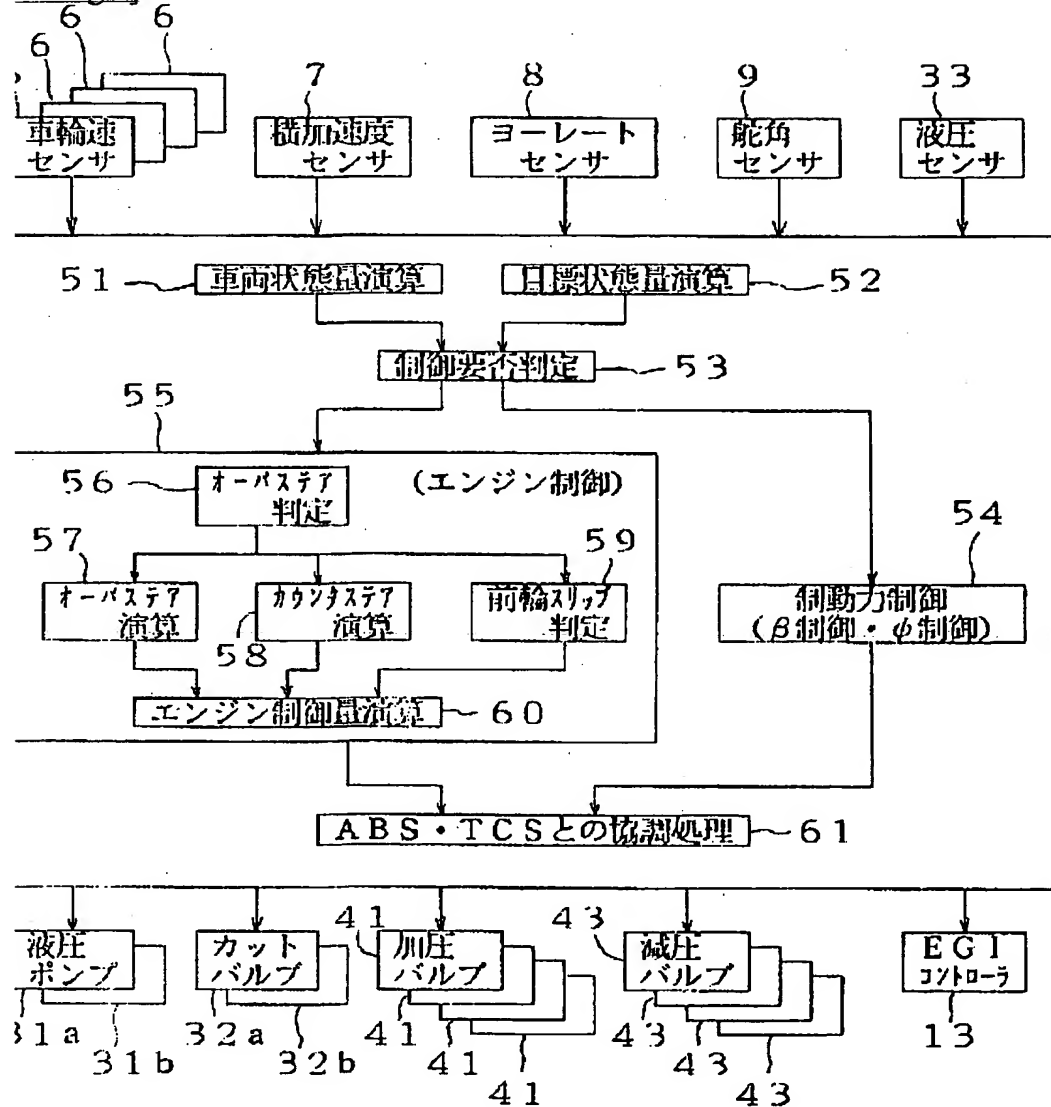
Drawing 2]



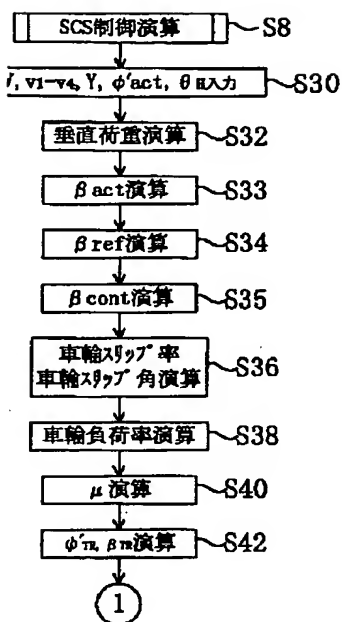
Drawing 4]



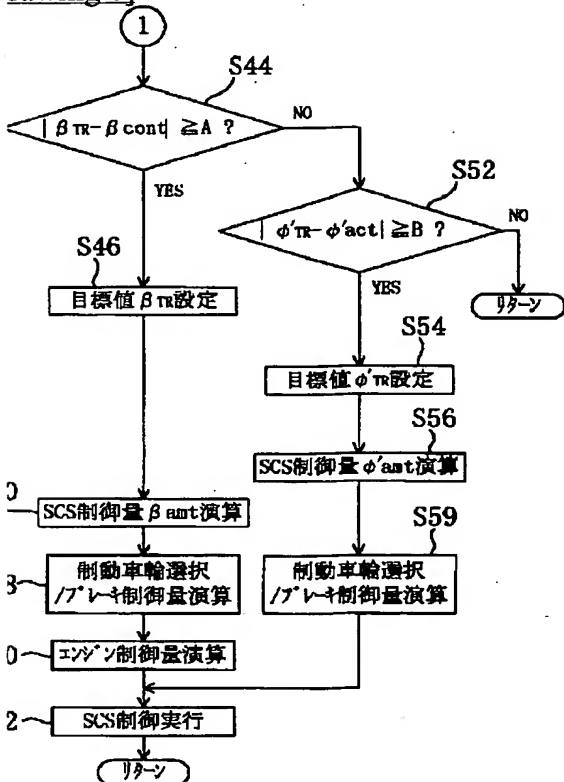
rawing 3]



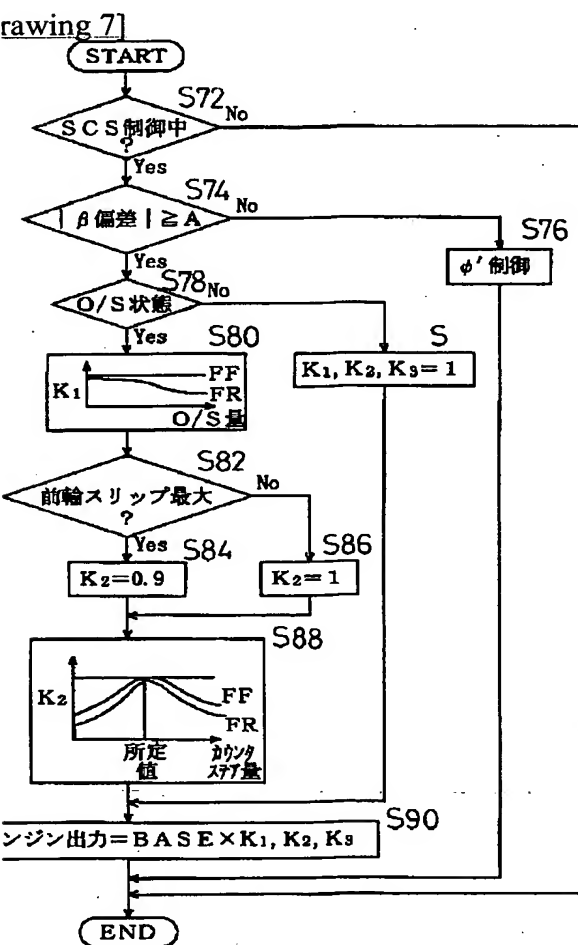
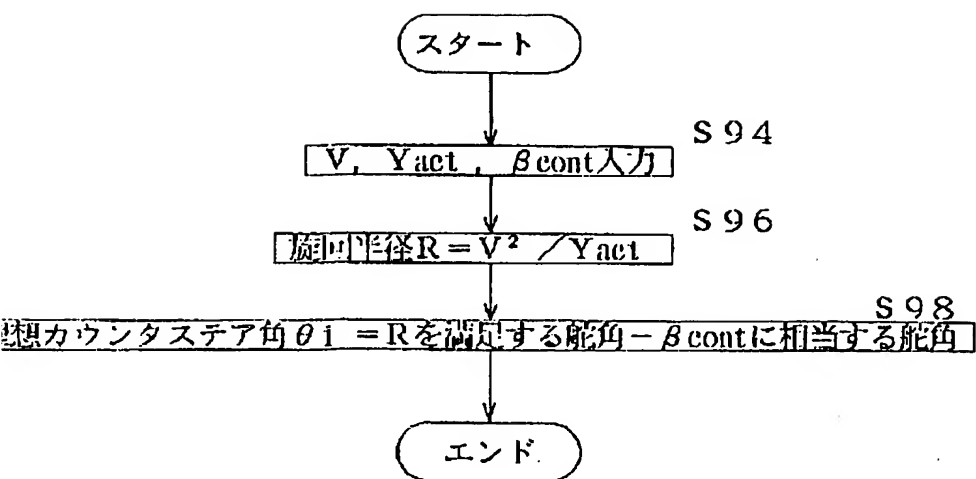
rawing 5]



rawing 6]



rawing 8]



translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-173176

(43) 公開日 平成11年(1999) 6月29日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	F I	
F 0 2 D 29/02		F 0 2 D 29/02	G
B 6 0 K 41/20		B 6 0 K 41/20	
B 6 0 T 8/24		B 6 0 T 8/24	
	8/58		Z
B 6 2 D 11/08		B 6 2 D 11/08	X
審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 12 頁)			

(21) 出願番号 特願平9-340940

(22) 出願日 平成9年(1997)12月11日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 立畑 哲也

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 渡辺 嘉寛

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 望月 浩孝

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(74) 代理人 弁理士 前田 弘 (外2名)

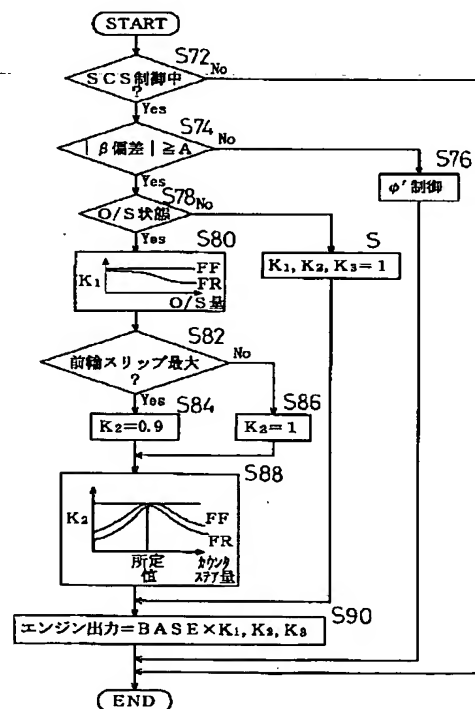
(54) 【発明の名称】 車両の姿勢制御装置

(57) 【要約】

【課題】車両の旋回走行状態の目標旋回走行状態からのずれが大きいときに、各車輪に付与する制動力の大きさを相対的に変えエンジン出力を低下させるようにした車両の姿勢制御装置において、運転者によって行なわれるカウンタステアが車両の姿勢立て直しに有効に働くようにする。

【解決手段】前輪の舵角を検出する舵角センサを設け、該舵角センサによって検出される旋回走行時の前輪舵角と上記車両の旋回走行状態とに基づいて該前輪のカウンタステアの程度を演算し、該カウンタステアの程度に応じてエンジン出力が高まるように該エンジンの出力率を変える。

10



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の旋回走行状態を規定するための車両の状態を検出する検出系と、
車両の前後左右の各車輪に付与する制動力を調節する制動力調節手段と、
車両を駆動する駆動原の出力を調節する出力調節手段と、

上記検出系によって検出される車両の状態に基づいて目標とする旋回走行状態を設定し、上記車両の旋回走行状態の上記目標旋回走行状態からのずれが大きいたと、
該車両の旋回走行状態が上記目標旋回走行状態となるように、上記各車輪に付与する制動力の大きさを相対的に
10 変えるべく上記制動力調節手段の作動を制御するとともに、上記駆動原の出力を低下させるべく上記出力調節手段の作動を制御する制御系とを備えた車両の姿勢制御装置において、

上記検出系が前輪の舵角を検出する舵角センサを備え、
上記制御系が、上記舵角センサによって検出される旋回走行時の前輪舵角と上記車両の旋回走行状態とに基づいて該前輪のカウスタアの程度を演算する手段を備え、
20 該カウスタアの程度に応じて上記駆動原の出力が高まるように該駆動原の出力率を変えて、上記出力調節手段の作動を制御することを特徴とする車両の姿勢制御装置。

【請求項2】 請求項1に記載されている車両の姿勢制御装置において、

上記制御系は、上記前輪の向きが車両の進行方向に一致するカウスタア状態であるときに上記駆動原の出力が最も高くなり、車両の進行方向から反れる角度が大きくなるほど上記駆動原の出力が低くなるように、上記カ
30 ウスタアの程度に応じて上記出力調節手段の作動を制御することを特徴とする車両の姿勢制御装置。

【請求項3】 請求項2に記載されている車両の姿勢制御装置において、

上記制御系は、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも上記駆動原の出力が大きくなるように、上記カ
40 ウスタアの程度に応じて上記出力調節手段の作動を制御することを特徴とする車両の姿勢制御装置。

【請求項4】 請求項2に記載されている車両の姿勢制御装置において、

上記制御系は、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも上記駆動原の出力が小さくなるように、上記カ
40 ウスタアの程度に応じて上記出力調節手段の作動を制御することを特徴とする車両の姿勢制御装置。

【請求項5】 請求項1に記載されている車両の姿勢制御装置において、

車両が車体前部に配置された駆動原によって後輪を駆動するものであり、

2

前輪のスリップ量を検出する手段を備え、

上記制御系は、さらに、上記検出手段によって検出された前輪スリップ量が所定値よりも大きいときには上記駆動原の出力が低下するように、上記出力調節手段の作動を制御することを特徴とする車両の姿勢制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の旋回走行時の動きを制御する姿勢制御装置に関し、運転者がカウンタステア操作を行なうことを考慮したものである。

【0002】

【従来の技術】車両の旋回走行時に、車体横滑り角（車体の向きと実際の進行方向とのなす角度）やヨーレート（車体重心の上下軸まわりの角速度）に基づいて前後左右の4輪に付与する制動力の分配を制御することにより、ヨーモーメント（上記上下軸まわりのモーメント）を発生させ、さらにはエンジン出力を低下させて車速を落とすことにより、その操縦安定性を高める技術は一般に知られている。

【0003】この種の車両姿勢制御装置に関して、特開平8-310360号公報には運転者のカウンタステア操作を考慮した制御を行なうことが記載されている（なお、「ステア」とはステアリングの略である）。すなわち、それは、車両の旋回走行時にカウンタステア操作がなされたときには旋回外側の前輪に付与する制動力を増加させることによって、また、前輪のスリップ率が大きいときには、旋回内側の前輪に付与する制動力を減ずることによって、該車両にその旋回方向とは逆方向のモーメントを与えてカウンタステア効果を高める、というものである。

【0004】また、特開平8-332971号公報には、舵角に基づいてヨーモーメントを制御するものにおいて、カウンタステア時には舵角に基づくヨーモーメント制御を禁止することにより、カウンタステア終了時における車両挙動の収束性を向上させることが記載されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかし、運転者がカウンタステア操作を行なうのは、旋回走行時に車両が挙動不安定に陥ることを予期し、このカウンタステアによって車両に予定する挙動修正効果が現われることを期待するからであり、その効果はカウンタステアの程度によって異なる。従って、カウンタステアの有無に基づいて単に4輪の制動力の分配を画一的に変えても、そのことによって得られる効果は必ずしも運転者の意思に沿うものにはならず、かえって余計なヨーモーメントが車両に働いて運転しづらくなる懸念がある。また、カウンタステア時に舵角に基づくヨーモーメント制御を禁止する方式では、そのときのカウンタステアが適切なものでないときに車両の挙動が不安定になり易い。

3

【0006】そこで、本発明は、カウンタステア操作が行なわれたときに、その操作が適切であるときにはこのカウンタステア効果を妨げないように、あるいはその効果を助長するようにし、その操作がそれほど適切なものではないときには、車両の走行安定性を高める方向で走行状態の制御を行なうものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】そのために本発明では、カウンタステア操作がなされたときはその程度に応じて車両を駆動する出力を調節するようにするものである。

【0008】すなわち、この出願の発明は、車両の旋回走行状態を規定するための車両の状態を検出し、この車両の状態に基づいて目標とする旋回走行状態を設定し、該車両の旋回走行状態の目標旋回走行状態からのずれが大きいときには、該車両の旋回走行状態が上記目標旋回走行状態となるように、前後左右の4輪に付与する制動力の大きさを相対的に変えとともに、車両の駆動源の出力を低下させるようにしている。

【0009】従って、この発明は、車両状態の検出系、車両の旋回走行時の挙動を調節する調節系としての上記各車輪に付与する制動力を調節する制動力調節手段及び車両の駆動原の出力を調節する出力調節手段、並びに車両状態に基づいて目標とする旋回走行状態を設定し上記調節系の作動を制御する制御系を備えている。

【0010】そうして、運転者が旋回走行時にカウンタステア操作を行なうことを考慮して、この発明では、上記検出系に車両の前輪舵角を検出する舵角センサを設けるとともに、上記制御系が、該舵角センサによって検出される旋回走行時の前輪舵角と上記車両の旋回走行状態とに基づいて該前輪のカウンタステアの程度を演算する手段を備え、該カウンタステアの程度に応じて上記駆動源の出力が高まるように該駆動源の出力率を変えて、上記出力調節手段の作動を制御するようにしている。

【0011】従って、カウンタステアに対応する制御は車両の出力制御であって、車両に与えるヨーモーメントを変更するものではないから、運転者が車両を運転しづらくなることは少ない。かえって、カウンタステアの程度に応じて出力が高まることにより、全体としてみれば、出力の低下が抑制されることになるから、カウンタステアが運転者の意図する車両の姿勢立て直しに有効に働き易くなり、運転操作性が向上することになる。本発明ではカウンタステアの程度に応じて出力調節を行なうようにしているが、これは次の理由による。

【0012】すなわち、適度のカウンタステアは車両の駆動力が大きくとも挙動が不安定になることはあまりなく、かえって挙動不安定に陥ることを速やかに回避する効果が得られる一方、過剰なカウンタステアは車両の駆動力が大きい場合には挙動不安定を招き易くなり、逆にカウンタステア量が小さい場合はその効果が充分に得られず、車両の走行安定性を確保することができない。

4

【0013】そこで、本発明では、車両の旋回走行状態の目標値からのずれが大きいときには原則として出力低減制御を行なうが、その際のカウンタステアが適度であるときには、それによって車両はその走行安定性が比較的高い状態になるから、車両の駆動力を高めることによりそのカウンタステアの効果を高める、という運転者の意思にできるだけ沿った制御を行なうようにし、カウンタステアが適度でないときには、車両の駆動力を低下させることによりその走行安定性を確保するようにしているものである。

【0014】この場合、最適なカウンタステア状態は前輪の向きが車両の進行方向に一致する状態である。すなわち、前輪の向きが車両の進行方向に一致するときは、コーナリングフォースが零となって車両の走行安定性が高くなるからであり、それよりもカウンタステアが過剰になるほど走行安定性が低下し、それよりもカウンタステアが小さくなるほど当該カウンタステアによる挙動修正力が弱くなる。従って、カウンタステアによって前輪の向きが車両の進行方向に一致するときに出力が最も高くなり、車両の進行方向から反れる角度が大きくなるほど出力が低くなるようにすることが好適である。

【0015】また、このようなカウンタステア時の出力制御は、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも上記駆動源の出力が大きくなるように、上記出力調節手段の作動を制御するものとすることができる。これは、運転者の意思を尊重してカウンタステアの効果を高める場合である。

【0016】逆に、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも上記駆動源の出力が小さくなるように、上記出力調節手段の作動を制御することもできる。これは、過剰のカウンタステアによって車両の挙動が不安定になることを避けるためである。

【0017】また、車両が車体前部に配置された駆動源によって後輪を駆動する所謂FR車においては、前輪スリップ量が所定値よりも大きいときには上記駆動源の出力が低下するように、上記出力調節手段の作動を制御するようにしてもよい。すなわち、前輪のスリップ量が大きいときは、カウンタステアを行なってもそれによる挙動修正効果が小さいから、出力の低下によって車両の走行安定性を確保するものである。

【0018】ここに、車両の駆動源は、内燃機関によって駆動される車両ではその内燃機関となり、電気自動車ではモータとなり、内燃機関とモータとを併用する車両ではその両者又はそのいずれか一方になる。

【0019】

【発明の効果】従って、この出願の発明によれば、車両の旋回走行状態を規定する状態量を検出し、この車両状態量に基づいて目標とする旋回走行状態を設定し、車両

5

の旋回走行状態がこの目標とする旋回走行状態となるように、各車輪に付与する制動力の大きさを相対的に変えらるとともに、駆動源の出力を低下させるようにした車両の姿勢制御装置において、前輪のカウンタステアの程度に応じて駆動源の出力を高めるようにしたから、運転者が自ら車両の挙動を安定させようとするカウンタステア時には出力低下が抑制されて、カウンタステアが車両の姿勢立て直しに有効に働き易くなり、車両の運転操作性を向上させることができる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に基いて説明する。

【0021】（全体構成）図1は、車両の姿勢制御装置（Stability Control System：以下SCSという）を適用した車両を示す。同図において、1は車体、2、2、…は、前後左右の4つの車輪21FR、21FL、21RR、21RLに個別に配設された4つの液圧式ブレーキ、3は上記各ブレーキ2に圧液を供給するための加圧ユニット、4は該加圧ユニット3からの圧液を上記各ブレーキ2に分配供給する液圧ユニット（Hydraulic Unit：以下HUという）である。5は加圧ユニット3及びHU4を介して各ブレーキ2の制御を行なうとともにエンジン出力の制御を行なうSCSコントローラ、6は上記各車輪の車輪速を検出する車輪速センサ、7は車両の横方向（左右方向）の加速度Yを検出する横加速度センサ、8は車両のヨーレート $\dot{\psi}$ を検出するヨーレートセンサ、9は前輪操舵角 θ_H を検出する舵角センサ、10は運転者のブレーキ操作に応じた液圧を発生するマスタシリンダ、11は多気筒のエンジン、12はオートマチックトランスミッション（AT）である。

【0022】図示しないが、エンジン11の吸気通路には、アクチュエータにより駆動されるスロットル弁が設けられ、このスロットル弁下流の吸気通路にはエンジン11の各気筒毎にインジェクタが設けられている。13は、運転者によるアクセル操作に応じて上記スロットル弁の開度制御、インジェクタの作動制御及び点火時期制御を行って、エンジン運転状態を制御するEGIコントローラである。

【0023】図2に示すように、右側前輪21FR及び左側後輪21RLの各ブレーキ2、2は第1液圧管路22aによりマスタシリンダ10に接続され、左側前輪21FL及び右側後輪21RRの各ブレーキ2、2は第2液圧管路22bによりマスタシリンダ10に接続されて、所謂、X配管タイプの互いに独立した2つのブレーキ系統が構成されており、ブレーキペダル14の踏み操作に応じて各車輪に制動力が付与されるようになっている。

【0024】上記加圧ユニット3は、液圧管路22a、22bにそれぞれ接続された液圧ポンプ31a、31bと、これらの液圧ポンプ31a、31b及びマスタシリンダ10を断続可能なように液圧管路22a、22bの

6

各々に配設されたカットバルブ32a、32bと、これらのカットバルブ32a、32b及び上記マスタシリンダ10の間の液圧を検出する液圧センサ33とを備えている。そして、SCSコントローラ5からの信号に応じて上記カットバルブ32a、32bが閉状態にされることで、運転者によるブレーキ操作とは無関係に、上記液圧ポンプ31a、31bから吐出される圧液がHU4を介して各ブレーキ2に供給される。

【0025】上記HU4は、第1液圧管路22a又は第2液圧管路22bを介して加圧ユニット3から供給される圧液を各ブレーキ2に供給して増圧させる加圧バルブ41、41…と、上記各ブレーキ2をリザーバタンク42に接続し圧液を排出させて減圧する減圧バルブ43、43…とを備えている。そして、SCSコントローラ5からの信号に応じて上記加圧バルブ41、41、…及び減圧バルブ43、43、…の開度がそれぞれ独立に増減制御されることで、上記ブレーキ2、2、…の液圧が増減されて、各車輪21FR、21FL、…に付与される制動力がそれぞれ増減変更される。

【0026】上記SCSコントローラ5は、マイクロコンピュータを利用してなるものであり、SCSの制御を行う姿勢制御手段としての第1のCPU（Central Processing Unit）、従来周知のABS（Anti-Skid Brake System）制御及びTCS（Traction Control System）制御を行う第2のCPU等を備えている。

【0027】上記SCS制御は、後に詳述する如く、車両の旋回走行状態が所定以上崩れたときに、各車輪毎の制動力の制御を行なうことにより車両にヨーモーメントを作用させて、また、必要に応じてエンジン出力を制御することにより、車両の旋回走行状態を目標走行状態になるようにするものである。なお、上記第1のCPUは、液圧センサ33からの入力信号に基づいて運転者のブレーキ操作が検出されたときには、このブレーキ操作に対応して上記加圧ユニット3及びHU4の作動制御を行うようになっている。

【0028】上記ABS制御は、周知のように、各車輪21FR、21FL、…のロック傾向が強まったとき、各ブレーキ2に供給される液圧を低下させることで、ブレーキロックを阻止するものである。すなわち、第2のCPUは、車輪速センサ6、6、…からの入力信号に基づいて各車輪21FR、21FL、…のスリップ率を求め、スリップ率が所定のしきい値を越えた車輪21FR、21FL、…の減圧バルブ43、43、…を開作動させて、ブレーキ2、2、…に供給される液圧を低下させる。これにより、各車輪21FR、21FL、…のスリップ率がそれぞれ路面状況に応じた目標スリップ率に制御され、各車輪21FR、21FL、…はそれぞれ最大の制動力を発生する状態にされる。この第2のCPUのABS制御部、ブレーキ2、2、…、加圧ユニット3、HU4及び車輪速センサ6、6、…によりABS制御装置が構成されている。

7

【0029】上記TCS制御は、周知のように、駆動輪である左右の後輪21RL、21RRの空転傾向が強まったとき、該左右の後輪21RL、21RRの駆動力を抑制することで空転を阻止するものである。すなわち、第2のCPU5bは、車輪速センサ6、6、…からの入力信号に基づいて左右の後輪21RL、21RRのスリップ率を求め、いずれか一方のスリップ率が所定のしきい値を越えたとき、加圧バルブ41、41、…を開作動させてブレーキ2、2、…に供給される液圧を増圧するTCSブレーキ制御を行うとともに、EGIコントローラ13によりエンジン11の出力を所定量低下させるTCSトルクダウン制御を行う。これにより、左右の後輪21RL、21RRのそれぞれに所要の制動力が付与されて駆動力が制限され、該後輪21RL、21RRがそれぞれ最大のトラクションを発生する状態にされる。上記第2のCPU5bのTCS制御部、EGIコントローラ13、ブレーキ2、2、…、加圧ユニット3、HU4及び車輪速センサ6、6、…によりTCS制御装置が構成されている。

【0030】(SCS制御装置) SCS制御装置の構成は図3に示されている。

【0031】-検出系-

車両の旋回走行状態を規定するための車両の状態を検出する検出系としては、上記車輪速センサ6、横加速度センサ7、ヨーレートセンサ8及び舵角センサ9がある。また、液圧センサ33も当該検出系を構成している。

【0032】-制御される調節系-

調節系としては、車両の前後左右の各車輪に付与する制動力を調節する制動力調節手段と、車両を駆動する駆動原の出力を調節する出力調節手段とが設けられている。この場合、加圧ユニット3と液圧ユニット4が制動力調節手段を構成している。また、スロットル弁の開度制御及びインジェクタの作動制御により、エンジン出力を調節することができ、従って、このスロットル弁及びインジェクタは出力調節手段を構成する。

【0033】-制御系-

制御系は、検出系6～9、33からの入力信号値に基づいて現在の車両状態量(車両の旋回走行状態量)を演算する状態量演算部51と、該検出系からの入力信号値に基づいて制御の目標とする状態量(目標旋回走行状態量)を演算し設定する目標状態量演算部52と、上記車両状態量及び目標状態量の間の偏差に基づいてSCS制御に入るか否かの判定を行う制御要否判定部53とを備えている。た、制御部としては、加圧ユニット3及びHU4の作動を制御することによって上記4輪の各々に付与する制動力を独立して調節して車両にヨーモーメントを発生させる制動力制御部54と、EGIコントローラ13によってエンジン11の出力を原則として所定量低下させるエンジン制御部55とがある。制動力制御には後述する β 制御と ψ' 制御とがあり、エンジン制御は β 制御と共に実行される。

8

【0034】エンジン制御部55は、オーバステアを判定するオーバステア判定部56、オーバステア量演算部57、カウンタステアの程度を演算するカウンタステア演算部58、過大な前輪スリップを判定する前輪スリップ判定部59、並びにエンジン制御量演算部60を備えている。それらの判定は上記検出系からの出力信号値及び状態量演算部51の演算結果に基づいて行なわれる。また、制御系はSCS制御とABS制御・TCS制御とを協調させるための協調処理部61を備えている。

10 【0035】(制御の基本フロー) 図4は車両の走行制御を実行するための全体的動作を示し、まず、運転者によりイグニッションスイッチがオンされてエンジンが始動されると、ステップS2でコントローラ5を初期設定し、前回の処理で記憶しているセンサ検出信号や演算値等をクリアする。ステップS4では各車輪速信号 $v1 \sim v4$ 、舵角信号 θH 、ヨーレート信号 ψ' 、横加速度信号Yなど検出系の信号を入力する。ステップS6では上述の各検出信号に基づく車両状態量を演算する。ステップS8ではステップS6で演算された車両状態量からSCS制御に必要なSCS制御目標値や制御出力値を演算する。同様に、ステップS10ではABS制御に必要なABS制御目標値や制御出力値等を演算し、ステップS12ではTCS制御に必要なTCS制御目標値や制御出力値等を演算する。

20 【0036】ステップS14はABS、SCS及びTCSの各制御のうちから実行すべき制御を選択する協調処理である。この協調処理は、基本的にはSCS制御出力値、ABS制御出力値、TCS制御出力値をそれぞれ比較し、最も大きな値に対応した制御に移行させるというものである。但し、SCS制御出力値とABS制御出力値との協調処理は、運転者のブレーキ踏力圧の大きさに応じて実行される。つまり、該踏力圧が所定値以上の場合はABS制御が実行され、所定値未満の場合はSCS制御が実行される。

30 【0037】(SCS演算処理の説明) 次に、上記ステップS8のSCS演算処理の詳細について説明する。尚、ステップS10、S12のABS制御演算処理及びTCS制御演算処理については周知であるので説明を省略する。

40 【0038】図5にSCS演算処理を実行するためのフローが示されており、ステップS30では車輪速 $v1 \sim v4$ 、車体速V、前輪舵角 θ 、実ヨーレート(実際のヨーレート) ψ'_{act} 、実横方向加速度 Y_{act} を入力する。なお、車体速Vは従動輪の車輪速に基づいて演算され、実ヨーレート ψ'_{act} 及び実横加速度 Y_{act} はヨーレートセンサ8、横加速度センサ7の出力信号から求められる。ステップS32では車両に発生する垂直荷重を車体速Vと横加速度 Y_{act} とに基づいて周知の数学的手法により推定演算する。ステップS33では車両に実際に発生する実横滑り角 β_{act} を演算する。実横滑り角 β_{act} は、

50

9

その変化速度 $\Delta \beta_{act}$ を積分することにより演算され、変化速度 $\Delta \beta_{act}$ は下記の式(1)により算出される。

$$【0039】 \Delta \beta_{act} = \psi_{act} + Y_{act} / V \cdots (1)$$

【0040】次に、ステップS34では、SCS制御に実際に利用される推定横滑り角 β_{cont} の演算において参照される参照値 β_{ref} を演算する。この参照値 β_{ref} は、車両諸元と、車両状態量(車体速V、ヨーレート ψ'_{act} 、実横方向加速度 Y_{act} 、実横滑り角 β_{act} の変化速度 $\Delta \beta_{act}$ 、ヨーレート ψ'_{act} の変化量(微分値) $\Delta \psi'_{act}$)、ブレーキにより生じるヨーモーメントの推

$$\Delta \beta_{cont} = \Delta \beta_{act} + e + C_f \cdot (\beta_{ref} - \beta_{cont}) \cdots (2)$$

$$\Delta e = C_f \cdot (\Delta \beta_{ref} - \Delta \beta_{act} - e) \cdots (3)$$

但し、e：ヨーレートセンサと横加速度センサのオフセット修正値

C_f ：カットオフ周波数

【0042】カットオフ周波数 C_f は、推定横滑り角 β_{cont} を参照値 β_{ref} の信頼性に応じてこの参照値 β_{ref} に収束するように補正して、推定横滑り角 β_{cont} に発生する積分誤差をリセットする際の補正速度の変更ファクタとなり、参照値 β_{ref} の信頼性が低いほど小さくなるように補正される係数である。また、参照値 β_{ref} の信頼性が低くなるのは前輪のコナリングパワー C_{pf} 或いは後輪のコナリングパワー C_{pr} に変化が生じたときである。

【0043】ステップS36では各車輪の車輪スリップ率及び車輪スリップ角を演算する。車輪スリップ率及び車輪スリップ角は、各車輪の車輪速 $v1 \sim v4$ 、車体速V、推定横滑り角 β_{cont} 、前輪舵角 θ_H から周知の数学的手法により推定演算される。ステップS38では各車輪へ

$$\beta_x = 1 / (1 + A \cdot V^2) \cdot \{ 1 - (M \cdot L_f \cdot V^2) / (2 L \cdot L_r \cdot C_{pr}) \} \cdot L_r \cdot \theta_H / L \cdots (4)$$

$$A = M \cdot (C_{pr} \cdot L_r - C_{pf} \cdot L_f) / 2 L^2 \cdot C_{pr} \cdot C_{pf} \cdots (5)$$

$$\Delta \beta_{TR} = C \cdot (\beta_x - \beta_{TR}) \cdots (6)$$

但し、V：車体速

θ_H ：前輪舵角

M：車体質量

I：慣性モーメント

L：ホイールベース

L_f ：前輪から車体重心までの距離

L_r ：後輪から車体重心までの距離

C_{pf} ：前輪のコナリングパワー

C_{pr} ：後輪のコナリングパワー

C：位相遅れに相当する値

【0046】次に、図6に示すステップS44では、目標横滑り角 β_{TR} から推定横滑り角 β_{cont} を減算した値

(以下、 β 偏差という)の絶対値がSCS制御開始しきい値A以上か否かを判定する。この判定がYESのときはステップS46に進んでSCS制御目標値を目標横滑り角 β_{TR} に設定する。一方、この判定がNOのときはステップS52に進んで、目標ヨーレート ψ_{TR} から実ヨー

10

定値D1、ブレーキにより生じる横方向の力の低下量の推定値D2に基づいて2自由度モデルを流用して演算される。この参照値 β_{ref} は、要するに、検出された車両状態量及びブレーキ操作力に基づいて推定される横滑り角を演算している。その後、ステップS35ではSCS制御に実際に利用される推定横滑り角 β_{cont} を演算する。この推定横滑り角 β_{cont} は、下記の式(2)、(3)から導かれる微分方程式を解くことにより算出される。すなわち、

$$【0041】$$

の負荷率を演算する。車輪負荷率は、各車輪のタイヤ23の発揮し得る全グリップ力に対する現在のグリップ力の割合であり、ステップS36で演算された車輪スリップ率及び車輪スリップ角とステップS32で演算された垂直荷重から周知の数学的手法により推定演算される。ステップS40では走行中の路面の摩擦係数 μ を、実横方向加速度 Y_{act} とステップS38で演算された車輪負荷率から周知の数学的手法により推定演算する。

【0044】ステップS42では実ヨーレート ψ'_{act} 及び推定横滑り角 β_{cont} を収束させる目標値となる目標ヨーレート ψ_{TR} 、目標横滑り角 β_{TR} を演算する。目標ヨーレート ψ_{TR} は、車体速V、ステップS40で演算された路面の摩擦係数 μ 、前輪舵角 θ_H から周知の数学的手法により推定演算される。また、目標横滑り角 β_{TR} は、下記の式(4)、(5)から導かれる式(6)の微分方程式を解くことにより算出される。すなわち、

$$【0045】$$

レート ψ'_{act} を減算した値(以下、 ψ' 偏差という)の絶対値がSCS制御開始しきい値B以上か否かを判定する。この判定がYESのときはステップS54に進んでSCS制御目標値を目標ヨーレート ψ_{TR} に設定する。この判定がNOのときはステップS30にリターンして上述の処理を繰り返し実行する。

【0047】次に、ステップS50ではSCS制御に実際に利用されるSCS制御量 β_{amt} を演算する。また、ステップS56ではSCS制御に実際に利用されるSCS制御量 ψ'_{amt} を演算する。

【0048】SCS制御量 ψ'_{amt} は、 ψ' 偏差の絶対値に制御ゲインG1を乗算して求める。

$$\psi'_{amt} = G1 \times |\psi' \text{偏差}|$$

SCS制御量 β_{amt} は、 β 偏差の絶対値に制御ゲインG2を乗算して求める。

$$\beta_{amt} = G2 \times |\beta \text{偏差}|$$

【0049】つまり、車両の旋回走行状態の目標状態が

11

らのずれがそれほど大きくない場合（ステップS 4 4＝NO且つステップS 4 5＝YES）は、ヨーレイト ψ' が運転操作に対応する目標ヨーレイト ψ' TRに収束するように、上記 ψ' 偏差の絶対値に比例する比較的小さいヨーモーメントを車両に作用させる ψ' 制御が行なわれる。一方、車両の旋回走行状態の目標状態からのずれが大きい場合（ステップS 4 4＝YES）は、車体横滑り角 β が目標横滑り角 β TRに収束するように、上記 β 偏差の絶対値に比例する比較的大きなヨーモーメントを車両に作用させる β 制御が行なわれることとなる。

【0050】（ブレーキ制御） ψ' 制御及び β 制御におけるブレーキ制御は、それぞれステップS 5 8、5 9において、SCS制御量 ψ' amt 又は β amt に基づき、SCS制御のために制動力を付与する車輪を4輪のうちから選択するとともに、これらの選択された車輪に付与する制動力量を演算するとによって行なう。すなわち、 ψ' 制御においてヨーレイト ψ' を右回りに増加させる場合、及び、 β 制御において車両の旋回姿勢を右側寄りに修正しようとする場合には、右側前輪2 1FRもしくは右側前後輪2 1FR、2 1RRに対し、上記SCS制御量 ψ' amt 又は β amt に対応する制動力を付与して、車両に右回りのヨーモーメントを作用させる。反対に、ヨーレイト ψ' を左回りに増加させる場合、及び、車両の旋回姿勢を左側寄りに修正しようとする場合には、左側前輪2 1FLもしくは左側前後輪2 1FL、2 1RLに対し、上記SCS制御量 ψ' amt 又は β amt に対応する制動力を付与して、車両に左回りのヨーモーメントを作用させる。このブレーキ制御は、選択された車輪に対しそれぞれ所要の制動力を付与するためのHU 4の加圧バルブ4 1及び減圧バルブ4 3のそれぞれのバルブ開度等を演算して実行する（ステップS 6 2）。

【0051】（エンジン制御）エンジン制御は、 ψ' 制御の際には行なわれず、 β 制御の際に行なわれる（ステップS 6 0）。すなわち、図7に示すように、SCS制御中において、先に説明したように β 偏差の絶対値がしきい値Aよりも小さいときには ψ' 制御が行なわれ、A以上のときに β 制御が行なわれるが、エンジン制御は車両がオーバステア（図7ではO/Sと略記している）状態にあるときに行なわれる（ステップS 7 2～S 7 8）。

【0052】このエンジン制御の目的の一つは、車両の減速による旋回走行状態の安定化にあり、他の目的は運転者によって行なわれるカウンタステアを有効なものにすることにあり、そのためにエンジンのトルクダウン量を演算することになる。このエンジンのトルクダウンは、EGIコントローラ1 3により、スロットル弁のアクチュエータを作動させて、ドライバのアクセル操作に関係なくスロットル弁開度を絞ることにより、さらには燃料カット又は気筒カットを行ってエンジンの出力トルクを低下させることにより行なわれる。燃料カットはエ

12

ンジン1 1の全気筒の燃料噴射を瞬間的に停止させることであり、気筒カットはいくつかの気筒の燃料噴射を停止させることである。

【0053】ステップS 7 8におけるオーバステア状態か否かの判定は β 偏差がプラスかマイナスかに基づいて行なう。すなわち、 β 偏差を車体が目標とする旋回走行状態よりも旋回外側へ進行しているときにプラスとなるように演算する場合には、この β 偏差がマイナスであるときに当該車両はオーバステア状態にあると判定されることになる。このオーバステアが判定されたときのエンジン出力の低減制御としては、そのときのオーバステア量に基づく制御、前輪のスリップ量に基づく制御、並びにカウンタステアに基づく制御とがある。

【0054】すなわち、ステップS 8 0では、オーバステア量に応じてエンジン出力率K1が演算される。この場合の出力率K1はオーバステア量が大きくなるに従ってエンジン出力が低下するように設定されている。また、図7のステップS 8 0に示すように、FR車（車体前部に配置されたエンジンによって後輪を駆動する車両）の方が、FF車（車体前部に配置されたエンジンによって前輪を駆動する車両）よりも出力率K1が小さくなっている。

【0055】ステップ8 2では前輪スリップ量が大きいかが判定され、大きいときにはエンジン出力率K2＝0. 9（10%低減）が設定され、小さいときにはK2＝1（出力の低減なし）が設定される（ステップS 8 4、S 8 6）。

【0056】ステップS 8 8では、前輪のカウンタステアの程度が演算され、該カウンタステアの程度に基づいてエンジン出力率K3が演算される。エンジン出力率K3は、上記前輪舵角が理想カウンタステア角（所定値） θi に近づくほど高くなるように、1以下の範囲で設定されている。

【0057】一方、車両がオーバステア状態でないときはエンジン出力率K1～K3はすべて「1」とされる（ステップS 7 8→S 9 0）。つまり、この場合はエンジン出力の低減制御は行なわれない。

【0058】上述のようにエンジン出力率K1～K3が演算された後、これらの出力率に基づいてエンジン制御量（K1×K2×K3に対応する制御量）が求められることになり、従って、エンジン出力は、運転者のアクセル操作量に対応する基本出力BASEにK1×K2×K3を乗算したものになる（ステップS 9 2）。

【0059】上記ステップS 8 0のオーバステア量は β 偏差の絶対値に相当するものであり、エンジン出力率K1は、オーバステア量に基づきテーブルを参照して演算される。このテーブルは、オーバステア量の変化における最適出力率K1の変化を予め実験的に求めて作成されたものであり、電子的に格納されている。上記ステップS 8 2の前輪スリップ量は、車体速Vと前輪の車輪速

13

$v1, v2$ との偏差であり、ステップS 8 2ではいずれか大きい方のスリップ量が所定のしきい値を越えるか否かによって判定される。

【0060】上記ステップS 8 8のカウンタステアの程度は、舵角センサによって検出される前輪舵角 θH の理想カウンタステア角 θi への近付き度合いであり、理想カウンタステア角 θi は図8に示すフローに従って演算される。すなわち、車体速 V 、横加速度 $Yact$ 及び車体横滑り角 $\beta cont$ を入力し、車体速 V と横加速度 $Yact$ とに基づいて次式により当該車両の旋回半径 R が算出され、理想カウンタステア角 θi が算出される（ステップS 94～S 98）。

【0061】 $R = V^2 / Yact$

$\theta c = R$ を満足する舵角 $\beta cont$ に相当する舵角

【0062】エンジン出力率 $K3$ の演算は、前輪舵角 θH の理想カウンタステア角 θi からの偏差（ $\theta i - \theta H$ ）に基づき、電子的に格納されたテーブルを参照して演算される。このテーブルは、当該偏差の変化における最適なエンジン出力率 $K3$ の変化を実験的に求めて作成されたものである。このエンジン出力率 $K3$ は、偏差零のときに最も高く、該偏差がマイナスに大きくなる（カウンタステアの程度が小さくなる）ほど、また、該偏差がプラスに大きくなる（カウンタステアの程度が過大になる）ほど、エンジン出力率 $K3$ は小さくなる。なお、カウンタステアが行なわれずにハンドルがさらに切り込まれていった場合は、エンジン出力率 $K3$ がさらに小さくなる。

【0063】上記理想カウンタステア角 θi は前輪の向きが車両の進行方向に一致する状態であり、従って、上記出力率 $K3$ は、上記前輪の向きが車両の進行方向に一致するときに最も高くなり、前輪の向きが車両の進行方向から反れる角度が大きくなるほど低くなるように設定されているものである。また、この場合も、FR車の方がFF車よりも出力率 $K3$ は低い。さらに、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも出力率 $K3$ が高くなっている。

【0064】従って、車両がオーバステア状態になっているときはその旋回走行状態が不安定になっているときであって、車両の運転操作が難しくなるが、このときはオーバステア量が大きくなるほどエンジン出力が低下して車両は減速するから、車両の旋回半径が小さくなること、つまり車両がスピンすることが避けられる。

【0065】また、運転者によってカウンタステアが行なわれたときは、エンジン出力の低下が少なくなるから、カウンタステアが車両姿勢立て直しに有効に働くことになり、そのことは運転者の意思に合致するから、車両の運転操作性が向上する。特に、前輪の向きが車両の進行方向に一致して車両の走行安定性が高くなるカウンタステア状態のときにエンジン出力が最も高くなるか

14

ら、車両の姿勢の立て直しに有利になる。一方、過剰なカウンタステアは車両の駆動力が大きい場合には挙動不安定を招き易くなり、逆にカウンタステア量が小さい場合はその効果が十分に得られず、車両の走行安定性を確保することができないが、このときはエンジン出力の低減率が大きくなるから、それによって車両の走行安定性が確保されることになる。

【0066】また、前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向くような大きなカウンタステアが行なわれたときは前輪が車両の進行方向を基準として内側へ同角度向いているときよりもエンジン出力が高くなる。しかし、このような大きなカウンタステアは、一般には車両の運転に熟練した運転者によって行なわれるから、エンジン出力が高くなっても、それによって運転者は運転しづらくなることは少なく、かえってカウンタステアの効果が高くなって運転操作性の向上を期待することができると考えられる。

【0067】また、FR車において、前輪のスリップ量が大きいときは、カウンタステアを行なってもそれによる挙動修正効果が小さいが、その場合にはエンジン出力が低下するから、車両の走行安定性を確保に有利になる。

【0068】なお、過剰のカウンタステアによって車両の挙動が不安定になることを避けるために、上記前輪が車両の進行方向を基準として旋回外側を向いているときは内側へ同角度向いているときよりも上記駆動源の出力が小さくなるようにしてもよい。

【0069】また、上記エンジン出力率 $K3$ は1以上になってもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係る車両の概略平面図。

【図2】同車両のブレーキ系統を示す平面図。

【図3】車両姿勢制御装置の制御系統を示すブロック図。

【図4】同制御の基本の流れを示すフロー図。

【図5】SCS演算処理の流れを示すフロー図。

【図6】同演算結果を利用したSCS制御の流れを示すフロー図。

【図7】SCSエンジン制御のための演算処理の流れを示すフロー図。

【図8】理想カウンタステア角の演算処理の流れを示すフロー図。

【符号の説明】

2 ブレーキ

3 加圧ユニット（制動力調節手段）

4 ハイドロリックユニット（制動力調節手段）

5 コントローラ（制御系）

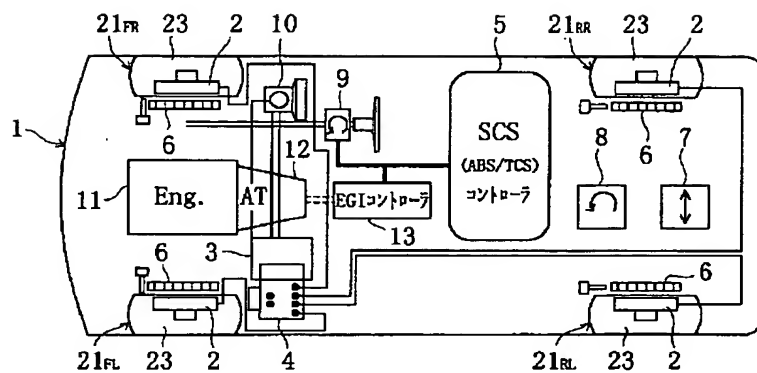
6 車輪速センサ（検出系）

7 横加速度センサ（検出系）

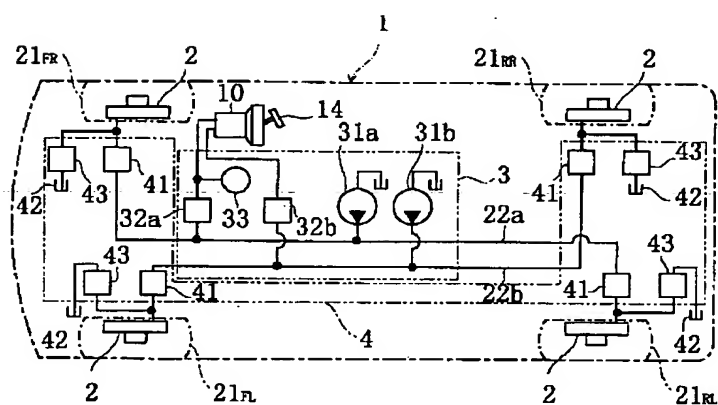
8 ヨーレイトセンサ（検出系）

11 エンジン（駆動源）

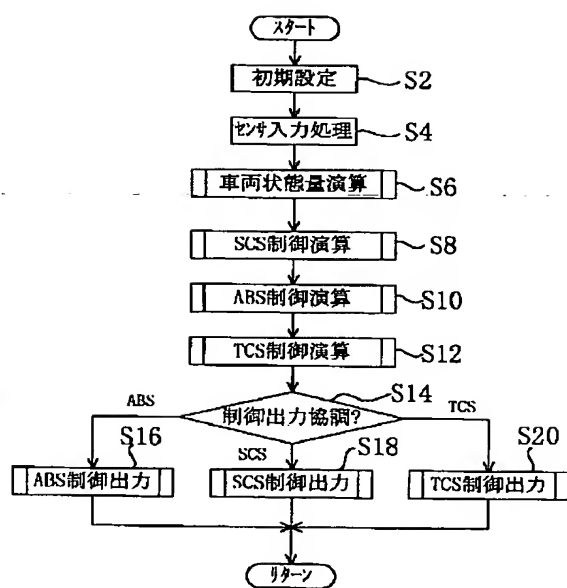
【図 1】



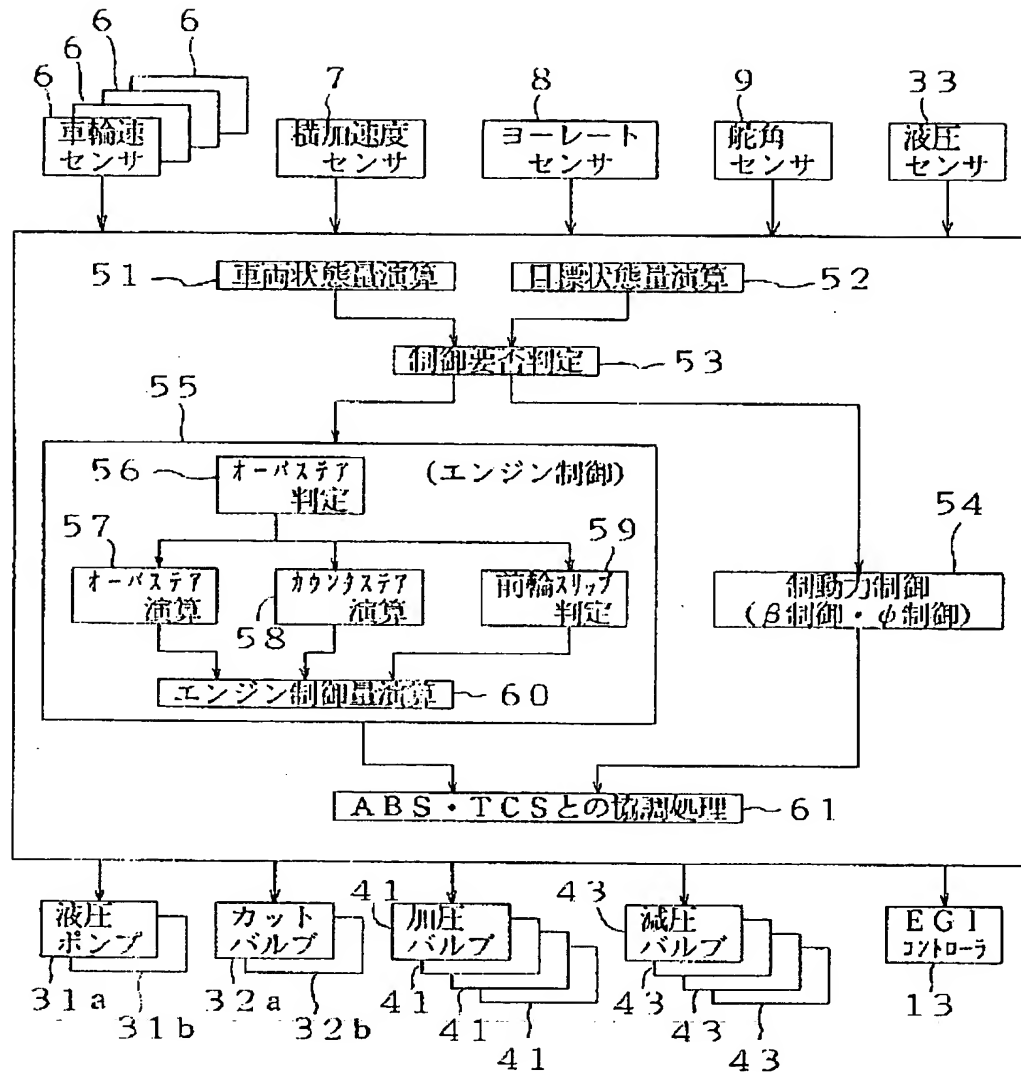
【図 2】



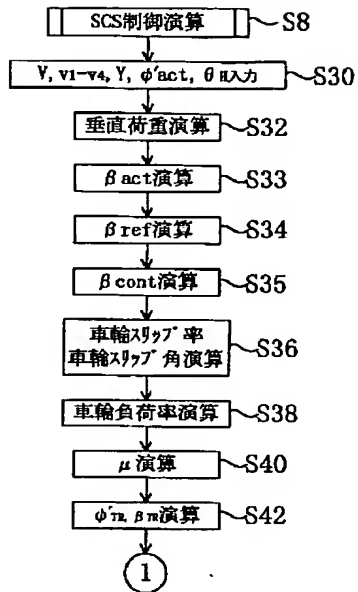
【図4】



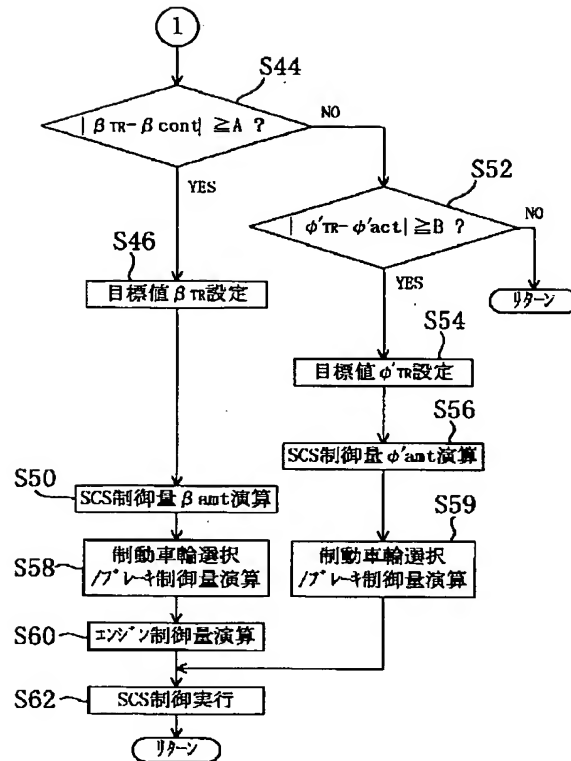
【図3】



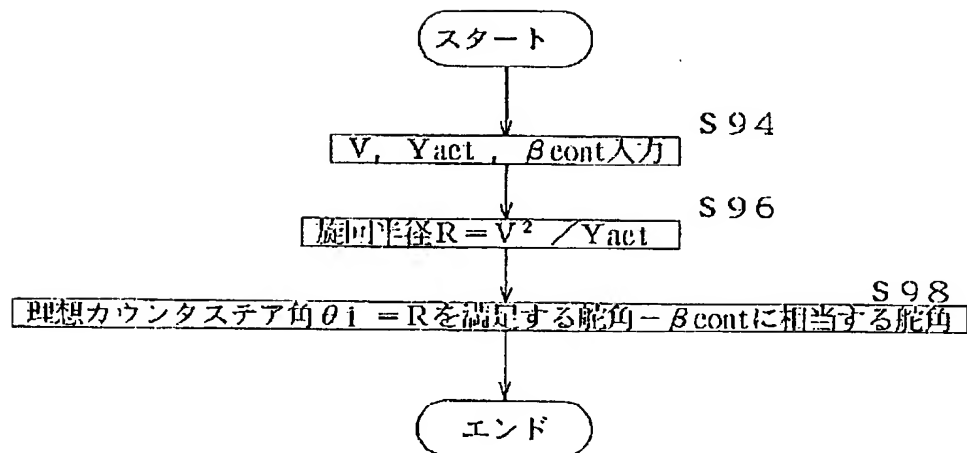
【図5】



【図6】



【図8】



【図 7】

